

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-239857

(P2003-239857A)

(43) 公開日 平成15年8月27日 (2003.8.27)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	デ-マ-ント* (参考)	
F 0 4 B 27/14		F 0 4 B 49/08	3 3 1	3 H 0 4 5
49/08	3 3 1	27/08	S	3 H 0 7 6

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2002-40207(P2002-40207)

(22) 出願日 平成14年2月18日 (2002.2.18)

(71) 出願人 000003218

株式会社豊田自動織機

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地

(72) 発明者 今井 崇行

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会

社豊田自動織機内

(72) 発明者 小出 達也

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会

社豊田自動織機内

(74) 代理人 100068755

弁理士 恩田 博宣 (外1名)

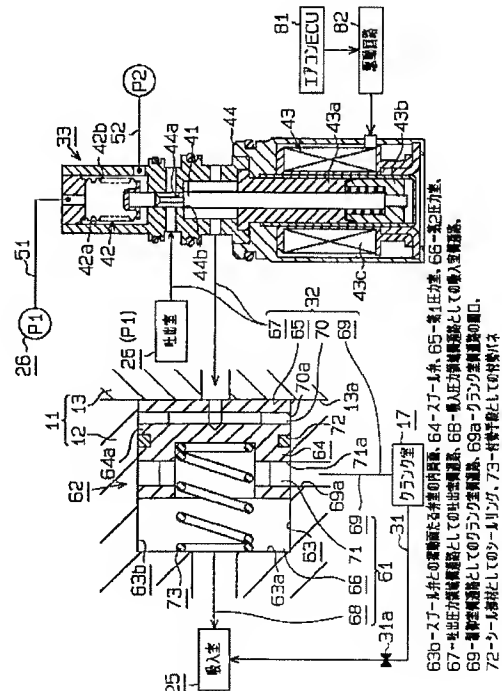
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 容量可変型圧縮機の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 空調装置の良好な起動性と吐出容量制御の安定化とを高次元で両立可能な容量可変型圧縮機の制御装置を提供すること。

【解決手段】 補助弁62には、クランク室17からのクランク室側通路69と、吸入室25からの吸入室側通路68と、吐出室26からの吐出室側通路67とが接続されている。吐出室側通路67上には、この通路67の開度を調節可能な容量制御弁33が配設されている。補助弁62は、弁室63にスプール弁64が摺動可能に收容されてなり、弁室63内にはスプール弁64によって第1圧力室65と第2圧力室66とが区画形成されている。第1圧力室65には吐出室側通路67が接続され、第2圧力室66には吸入室側通路68が接続されている。弁室63の内周面63bにはクランク室側通路69が開口されており、この開口69aの上をスプール弁64が移動されることで、クランク室側通路69の接続先が第1圧力室65と第2圧力室66との間で変更される。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 空調装置の冷媒循環回路を構成し、制御室の圧力が上昇すれば吐出容量を減少し、制御室の圧力が低下すれば吐出容量を増大する構成の容量可変型圧縮機の吐出容量を制御するための制御装置であって、前記制御室から延在された制御室側通路と、冷媒循環回路の吸入圧力領域から延在された吸入圧力領域側通路と、冷媒循環回路の吐出圧力領域から延在された吐出圧力領域側通路と、吐出圧力領域側通路上に配設されこの通路の開度を調節可能な容量制御弁と、前記制御室側通路及び吸入圧力領域側通路並びに吐出圧力領域側通路が接続された補助弁とを備え、前記補助弁は、スプール弁を摺動可能に収容するとともにスプール弁との摺動面に制御室側通路が開口された弁室と、弁室内においてスプール弁の移動方向の一方側に区画形成され吐出圧力領域側通路が接続された第1圧力室と、弁室内においてスプール弁の移動方向の他方側に区画形成され吸入圧力領域側通路が接続された第2圧力室と、スプール弁を第1圧力室側に向けて付勢する付勢手段とからなり、容量制御弁の弁開度に応じた第1圧力室と第2圧力室との圧力差の変動に基づいてスプール弁が移動されることで、制御室側通路の接続先を第1圧力室と第2圧力室との間で変更可能であることを特徴とする制御装置。

【請求項2】 前記制御室と吸入圧力領域とは、補助弁を経由しない別の通路によっても接続されている請求項1に記載の制御装置。

【請求項3】 前記スプール弁には、第1圧力室と第2圧力室との間をシールするシール部材が装着されている請求項1又は2に記載の制御装置。

【請求項4】 前記制御室側通路と第1圧力室との接続及び制御室側通路と第2圧力室との接続の少なくとも一方は、スプール弁の内部を経由して行なわれる請求項1～3のいずれかに記載の制御装置。

【請求項5】 前記容量可変型圧縮機のハウジングは、複数のハウジング構成体を接合することで構成されており、前記補助弁の弁室は、ハウジング構成体の接合部分に区画形成されている請求項1～4のいずれかに記載の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、例えば、車両用空調装置の冷媒循環回路を構成し、制御室の圧力に基づいて吐出容量を変更可能な容量可変型圧縮機の吐出容量を制御するための制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】この種の制御装置においては、例えば、斜板式容量可変型圧縮機（以下単に圧縮機とする）のクランク室と吐出室とを接続する給気通路と、クランク室と吸入室とを接続する抽気通路と、冷房負荷等に応じて

給気通路の開度を調節するための容量制御弁とが備えられている。つまり、この圧縮機の吐出容量制御は、所謂入れ側制御によって行われる。

【0003】しかし、入れ側制御においては、圧縮済み冷媒ガスのクランク室を介した吸入室への短絡（漏れ）量を低減するため、つまりこの漏れ冷媒ガスの吸入室での再膨張に起因した冷凍サイクルの効率悪化を防止するために、抽気通路の途中には固定絞りが配設されている。従って、クランク室に液冷媒が溜まった状態で圧縮機を起動した場合、抽気通路を介したクランク室からの液冷媒の排出は固定絞りにによって緩慢となる。このため、クランク室において液冷媒が大量に気化されてクランク室の圧力が過大に上昇してしまう。よって、容量制御弁が給気通路を閉じてから圧縮機の吐出容量が増大するまでに時間がかかる問題、つまり空調装置の起動性が悪化する問題を生じていた。

【0004】このような問題を解決するために、例えば、図8（a）及び図8（b）に示すような技術が存在する。すなわち、圧縮機のクランク室101と吸入室102とは、前述した抽気通路（第1抽気通路）以外に、第2抽気通路103によっても接続されている。第2抽気通路103の途中には補助弁104が配設されている。補助弁104は、弁座104aに対するスプール弁104bの接離移動によって、第2抽気通路103を開閉可能である。

【0005】前記スプール弁104bは、付勢バネ104cによって弁座104aから離座する方向へ付勢されている。スプール弁104bには、弁座104aから離座する方向へクランク室101の圧力が作用されている。補助弁104の背圧室104dには、給気通路105における容量制御弁106の弁開度調節位置と固定絞り105aとの間の領域から圧力が導入されている。つまり、スプール弁104bの配置位置は、付勢バネ104cの付勢力及びクランク室101の圧力に基づく力と、これら力に対抗する背圧室104dの圧力に基づく力とのバランスによって決定される。

【0006】さて、例えば、前記クランク室101に液冷媒が停留された状態で圧縮機が起動されると、液冷媒が気化されて、容量制御弁106の全閉によってもクランク室101の圧力が過大に上昇しようとする。しかし、容量制御弁106の全閉状態では、吐出室107から補助弁104の背圧室104dへの高圧供給はなく、背圧室104dの圧力は低いものとなる。

【0007】従って、図8（b）に示すように、前記補助弁104のスプール弁104bは、付勢バネ104cの付勢力によって弁座104aから離座した状態にあり、第2抽気通路103は開放された状態となっている。このため、クランク室101の液冷媒は、気化された状態及び／又は液状態のまま第2抽気通路103を介して速やかに吸入室102へ排出されることになる。よ

って、クランク室101の圧力が容量制御弁106の全閉に応じて速やかに低下され、圧縮機の吐出容量を速やかに増大させることができる。

【0008】前記空調装置の起動後、車室内が或る程度にまで冷えてくると、容量制御弁106が全閉状態から離脱される。従って、図8(a)に示すように、補助弁104の背圧室104dの圧力が吐出室107から的高圧導入により上昇して、スプール弁104bが付勢バネ104cに抗して弁座104aに着座される。よって、第2抽気通路103を介したクランク室101からのガス導出が停止され、圧縮済み冷媒ガスの吐出室107からクランク室101へは吸入室102への短絡量が少なくなり、冷凍サイクルの効率低下を防止することができる。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】ところが、前述した図8(a)及び図8(b)の技術において補助弁104は、スプール弁104bが弁座104aに対して接離されることで、第2抽気通路103を開閉するようになっている。従って、例えば、車両の走行の影響を受けて圧縮機が振動すると、弁座104aに着座した状態にあるスプール弁104bが弁座104aから離座して、第2抽気通路103を開放してしまうことがあった。よって、圧縮機の吐出容量制御が不安定となっていた。

【0010】本発明の目的は、空調装置の良好な起動性と吐出容量制御の安定化とを高次元で両立可能な容量可変型圧縮機の制御装置を提供することにある。

【0011】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために請求項1の発明においては、制御室と補助弁とが制御室側通路を介して接続されている。吸入圧力領域と補助弁とは吸入圧力領域側通路を介して接続されている。吐出圧力領域と補助弁とは吐出圧力領域側通路を介して接続されている。吐出圧力領域側通路には、この通路の開度を冷房負荷等に応じて調節可能な容量制御弁が配設されている。

【0012】前記補助弁は、弁室内にスプール弁が摺動可能に収容されてなる。弁室内には、スプール弁によって第1圧力室と第2圧力室とが区画形成されている。第1圧力室には吐出圧力領域側通路が接続されているとともに、第2圧力室には吸入圧力領域側通路が接続されている。弁室においてスプール弁との摺動面には制御室側通路が開口されており、この開口の上をスプール弁が第1圧力室と第2圧力室との圧力差に基づいて移動されることで、制御室側通路の主たる接続先を第1圧力室と第2圧力室との間で変更する。なお、「主たる接続先」と述べたのは、例えば、弁室とスプール弁との摺動部分において積極的に冷媒ガスを漏らす設定とする場合もあるからである。

【0013】例えば、前記容量制御弁が吐出圧力領域側

通路の開度を小さくすると、補助弁においては第1圧力室の圧力が低くなり、この第1圧力室と第2圧力室との圧力差が小さくなる。従って、スプール弁が付勢手段の付勢力によって第1圧力室側に移動して、制御室側通路が第2圧力室に接続される。よって、制御室と吸入圧力領域とが、制御室側通路、第2圧力室及び吸入圧力領域側通路を介して接続され、制御室の冷媒ガスが速やかに吸入圧力領域へ導出される。その結果、容量可変型圧縮機は吐出容量を速やかに増大させることができる。

【0014】逆に、前記容量制御弁が吐出圧力領域側通路の開度を大きくすると、補助弁においては第1圧力室の圧力が高くなり、この第1圧力室と第2圧力室との圧力差が大きくなる。従って、スプール弁が、付勢手段の付勢力に抗して第2圧力室側に移動して、制御室側通路が第1圧力室に接続される。よって、吐出圧力領域と制御室とが、吐出圧力領域側通路、第1圧力室及び制御室側通路を介して接続され、容量制御弁の開度に応じた吐出圧力領域から制御室への冷媒ガスの供給が行なわれる。また、制御室側通路と第2圧力室との間が遮断されるため、圧縮済み冷媒ガスの吐出圧力領域から制御室へは吸入圧力領域への短絡（漏れ）量を少なくすることができる。従って、この漏れ冷媒ガスの吸入圧力領域での再膨張に起因した冷凍サイクルの効率低下を防止することができる。

【0015】特に、本発明においては、補助弁における制御室側通路の接続先の変更が、制御室側通路の開口上をスプール弁が移動することで行なわれる。従って、例えば、制御室側通路の接続先が第1圧力室から第2圧力室へ変更されるまでのスプール弁のストロークに余裕を持たせることができる。このため、制御室側通路が第1圧力室に接続された状態にて、例えば、圧縮機の振動に起因して、スプール弁が第1圧力室側へ多少移動されたとしても、制御室側通路の接続先が第1圧力室から第2圧力室へ変更されてしまうことはない。よって、圧縮機の吐出容量制御の安定化を図ることができる。

【0016】請求項2の発明は請求項1において、前記制御室と吸入圧力領域とは、補助弁を経由しない別の通路によっても接続されている。従って、容量可変時における制御室から吸入圧力領域への冷媒ガスの導出量は、前記別の通路の通過断面積によって容易に設定することができる。

【0017】請求項3の発明は請求項1又は2において、前記スプール弁には、第1圧力室と第2圧力室との間をシールするシール部材が装着されている。従って、弁室とスプール弁との摺動部分を介した冷媒ガスの洩れを防止することができ、高精度な吐出容量制御を行い得る。

【0018】請求項4の発明は請求項1～3のいずれかにおいて、前記制御室側通路と第1圧力室との接続及び制御室側通路と第2圧力室との接続の少なくとも一方

は、スプール弁の内部を経由して行なわれる。従って、スプール弁を、その移動方向の端部において弁室の摺動面に接触させる構成とすることができる。よって、スプール弁の動作（移動）は、その端部が弁室の摺動面によってガイドされることで安定化する。その結果、例えば、圧力室と制御室側通路との接続を直接行なう構成と比較して、補助弁の動作の信頼性が向上される。

【0019】請求項5の発明は請求項1～4のいずれかにおいて、前記容量可変型圧縮機のハウジングは、複数のハウジング構成体を接合することで構成されている。補助弁の弁室は、ハウジング構成体の接合部分に区画形成されている。従って、ハウジング構成体間の接合と同時に弁室を区画形成することができ、補助弁の圧縮機に対する組付性が向上される。

【0020】

【発明の実施の形態】以下、本発明を、車両用空調装置に用いられる容量可変型斜板式圧縮機の制御装置において具体化した一実施形態について説明する。

【0021】（容量可変型斜板式圧縮機）図1に示すように、容量可変型斜板式圧縮機（以下、単に圧縮機とする）のハウジング11は、ハウジング構成体としてのフロントハウジング12、及び同じくハウジング構成体としてのリヤハウジング13によって構成され、図示しない複数の通しボルトによって相互に接合固定されている。フロントハウジング12とリヤハウジング13とによって形成された内部空間には、シリンダブロック14がフロントハウジング12側に挿入された状態で配置されている。フロントハウジング12とシリンダブロック14の前側（図面の左側）との間には、弁・ポート形成体15が配置されている。シリンダブロック14及び弁・ポート形成体15は、固定ボルト16を介してフロントハウジング12に固定されている。

【0022】前記リヤハウジング13内には、制御室としてのクランク室17が区画されている。クランク室17内には駆動軸18が回転可能に配設されている。駆動軸18は、動力伝達機構PTを介して車両の走行駆動源であるエンジンEに作動連結され、エンジンEからの動力供給を受けて回転される。

【0023】前記動力伝達機構PTは、外部からの電気制御によって動力の伝達／遮断を選択可能なクラッチ機構（例えば電磁クラッチ）であってもよく、又は、そのようなクラッチ機構を持たない常時伝達型のクラッチレス機構（例えばベルト／プーリの組合せ）であってもよい。なお、本実施形態においては、クラッチレスタイプの動力伝達機構PTが採用されている。

【0024】前記クランク室17において駆動軸18には、ラグプレート19が一体回転可能に固定されている。クランク室17内には斜板20が収容されている。斜板20は、駆動軸18にスライド移動可能でかつ傾動可能に支持されている。ヒンジ機構21は、ラグプレー

ト19と斜板20との間に介在されている。従って、斜板20は、ヒンジ機構21を介することで、ラグプレート19及び駆動軸18と同期回転可能であるとともに、駆動軸18に対して傾動可能となっている。

【0025】前記シリンダブロック14には複数（図面には一つのみ示す）のシリンダボア14aが形成されており、各シリンダボア14a内には片頭型のピストン22が移動可能に収容されている。各ピストン22は、シュー23を介して斜板20の外周部に係留されている。従って、駆動軸18の回転運動が、斜板20及びシュー23を介してピストン22の移動運動に変換される。

【0026】前記シリンダボア14a内の前方側には、ピストン22と弁・ポート形成体15とで囲まれて圧縮室24が区画されている。フロントハウジング12内には、吸入圧力領域としての吸入室25及び吐出圧力領域としての吐出室26がそれぞれ区画形成されている。

【0027】そして、前記吸入室25の冷媒ガスは、各ピストン22の上死点位置から下死点側への移動により、弁・ポート形成体15に形成された吸入ポート27及び吸入弁28を介して圧縮室24に吸入される。圧縮室24に吸入された冷媒ガスは、ピストン22の下死点位置から上死点側への移動により所定の圧力にまで圧縮され、弁・ポート形成体15に形成された吐出ポート29及び吐出弁30を介して吐出室26に吐出される。

【0028】（圧縮機の制御装置）図1及び図2に示すように、前記圧縮機のハウジング11内には、第1抽気通路31及び給気通路32が設けられている。第1抽気通路31はクランク室17と吸入室25とを接続する。第1抽気通路31の途中には固定絞り31aが配設されている。給気通路32は吐出室26とクランク室17とを接続する。リヤハウジング13の外周部において給気通路32の途中には容量制御弁33が配設されている。

【0029】そして、前記容量制御弁33の開度を冷房負荷等に応じて調節することで、給気通路32を介したクランク室17への高圧な吐出ガスの導入量と第1抽気通路31を介したクランク室17からのガス導出量とのバランスが制御され、クランク室17の内圧が決定される。クランク室17の内圧変更に応じて、ピストン22を介してのクランク室17の内圧と圧縮室24の内圧との差が変更され、斜板20の傾斜角度が変更される結果、ピストン22のストロークすなわち圧縮機の吐出容量が調節される。

【0030】例えば、クランク室17の内圧が低下されると斜板20の傾斜角度が増大し、圧縮機の吐出容量が増大される。図1において実線は、斜板20のそれ以上の傾斜角度増大側への傾動がラグプレート19によって当接規制された、最大傾斜角度状態を示している。

【0031】逆に、クランク室17の内圧が上昇されると斜板20の傾斜角度が減少し、圧縮機の吐出容量が減

少される。図1において二点鎖線は、斜板20のそれ以上の傾斜角度減少側への傾動が、駆動軸18に設けられた最小傾斜角度規定手段34によって規制された、最小傾斜角度状態を示している。

【0032】(冷媒循環回路) 図1に示すように、車両用空調装置の冷媒循環回路(冷凍サイクル)は、上述した圧縮機と外部冷媒回路35とから構成されている。外部冷媒回路35は、凝縮器36、膨張弁37及び蒸発器38を備えている。

【0033】前記吐出室26内には第1圧力監視点P1が設定されている。第2圧力監視点P2は、第1圧力監視点P1から凝縮器36側(下流側)へ所定距離だけ離れた冷媒通路の途中に設定されている。冷媒通路において第1圧力監視点P1と第2圧力監視点P2との間には絞り39が配設されている。従って、第1圧力監視点P1と第2圧力監視点P2との絞り39を介した差圧(二点間差圧)には、冷媒循環回路の吐出冷媒流量が反映されている。

【0034】図2に示すように、前記第1圧力監視点P1と容量制御弁33とは、第1検圧通路51を介して連

通されている。第2圧力監視点P2と容量制御弁33とは、第2検圧通路52を介して連通されている。

【0035】(容量制御弁) 図2に示すように、前記容量制御弁33は、給気通路32の開度を調節する弁体41と、弁体41の図面上側に作動連結された感圧機構42と、弁体41の図面下側に作動連結された電磁アクチュエータ43とをバルブハウジング44内に備えてなる。バルブハウジング44内には給気通路32の一部を構成する弁孔44aが形成されており、バルブハウジング44内において弁孔44aの開口周囲は弁座44bを

なしている。弁体41は、下動して弁座44bから離間することで弁孔44aの開度を増大し、逆に上動して弁座44bに近接することで弁孔44aの開度を減少させる。

【0036】前記感圧機構42は、バルブハウジング44内の上部に形成された感圧室42aと、感圧室42a内に収容された感圧部材としてのベローズ42bとからなっている。感圧室42aにおいてベローズ42bの内空間には、第1検圧通路51を介して第1圧力監視点P1の圧力が導かれている。感圧室42aにおいてベローズ42bの外空間には、第2検圧通路52を介して第2

圧力監視点P2の圧力が導かれている。

【0037】前記電磁アクチュエータ43には、固定鉄心43a、可動鉄心43b及びコイル43cが備えられており、可動鉄心43bには弁体41が作動連結されている。コイル43cには、冷房負荷等に応じた、制御コンピュータたるエアコンECU81の指令に基づき、駆動回路82から電力が供給される。駆動回路82からコイル43cへの電力供給量に応じた大きさの上向き電磁力(電磁吸引力)が、固定鉄心43aと可動鉄心43b

との間に発生し、この電磁力は可動鉄心43bを介して弁体41に伝達される。コイル43cへの通電制御は印加電圧を調整することでなされ、この印加電圧の調整にはPWM(パルス幅変調)制御が採用されている。

【0038】(容量制御弁の動作特性) 前記容量制御弁33においては、次のようにして弁体41の配置位置つまり弁開度が決まる。

【0039】まず、コイル43cへの通電がない場合(デューティ比=0%)は、ベローズ42b自身が有するバネ性に基づく下向き付勢力により、弁体41が最下動位置に配置されて弁孔44aの開度が全開となる。このため、クランク室17の内圧は、その時おかれた状況下において取り得る最大値となり、このクランク室17の内圧と圧縮室24の内圧とのピストン22を介した差は大きくて、斜板20は傾斜角度を最小として圧縮機の吐出容量は最小となっている。

【0040】次に、前記容量制御弁33において、コイル43cに対しデューティ比可変範囲の最小デューティ比(>0%)以上の通電がなされると、可動鉄心43bが弁体41に作用させる上向きの電磁力と、ベローズ42bが弁体41に作用させる二点間差圧に基づく下向き押圧力及びベローズ42bのバネ性に基づく下向き付勢力とが対抗する。そして、これら上下付勢力がバランスする位置に弁体41が位置決めされる。

【0041】例えば、エンジンEの回転速度が減少して冷媒循環回路の冷媒流量が減少すると、ベローズ42bが弁体41に作用させる二点間差圧に基づく力が減少する。従って、弁体41が上動して弁孔44aの開度が減少し、クランク室17の内圧が低下傾向となる。このため、斜板20が傾斜角度増大方向に傾動し、圧縮機の吐出容量は増大される。圧縮機の吐出容量が増大すれば冷媒循環回路における冷媒流量も増大し、二点間差圧は増加する。

【0042】逆に、エンジンEの回転速度が増大して冷媒循環回路の冷媒流量が増大すると、ベローズ42bが弁体41に作用させる二点間差圧に基づく力が増大する。従って、弁体41が下動して弁孔44aの開度が増加し、クランク室17の内圧が増大傾向となる。このため、斜板20が傾斜角度減少方向に傾動し、圧縮機の吐出容量は減少される。圧縮機の吐出容量が減少すれば冷媒循環回路における冷媒流量も減少し、二点間差圧は減少する。

【0043】また、例えば、コイル43cへの通電デューティ比を大きくして弁体41に作用する電磁力を大きくすると、弁体41が上動して弁孔44aの開度が減少し、圧縮機の吐出容量が増大される。従って、冷媒循環回路における冷媒流量が増大し、二点間差圧も増大する。逆に、コイル43cへの通電デューティ比を小さくして弁体41に作用する電磁力を小さくすると、弁体41が下動して弁孔44aの開度が増加し、圧縮機の吐出

容量が減少する。従って、冷媒循環回路における冷媒流量が減少し、二点間差圧も減少する。

【0044】つまり、前記容量制御弁33は、コイル43cへの通電デューティ比によって決定された二点間差圧の制御目標（設定差圧）を維持するように、この二点間差圧の変動に応じて感圧機構42が内部自律的に弁体41を位置決めする構成となっている。また、この設定差圧は、コイル43cへの通電デューティ比を調節することで外部から変更可能となっている。

【0045】（制御装置の補助制御機構）図1～図3に示すように、前記圧縮機のクランク室17と吸入室25とは、それらを常時連通する第1抽気通路31以外に、第2抽気通路61によっても接続されている。第2抽気通路61は、圧縮機のハウジング11においてフロントハウジング12とリヤハウジング13との接合部分を経由するようにして設けられている。フロントハウジング12とリヤハウジング13との接合部分において第2抽気通路61上には、この通路61を開閉可能な補助弁62が配設されている。

【0046】すなわち、前記フロントハウジング12の外周部内には、リヤハウジング13の前端面13aとの接合によって、横断面円形の弁室63が区画形成されている。弁室63内にはその内周面63bと摺動可能に、有底円筒状のスプール弁64が収容されている。スプール弁64は、リヤハウジング13の前端面13aに当接する第1位置（図2）と、弁室63の内底面63aに当接する第2位置（図3）との間で移動可能である。弁室63内にはスプール弁64の嵌入によって、スプール弁64の移動方向の一方側たる図面右方側の第1圧力室65と、スプール弁64の移動方向の他方側たる図面左方側の第2圧力室66とが区画形成されている。

【0047】前記弁室63内においてリヤハウジング13の前端面13aには、第1圧力室65を吐出室26に接続する、吐出圧力領域側通路としての吐出室側通路67が開口されている。吐出室側通路67は給気通路32の一部を構成し、この吐出室側通路67上に前記容量制御弁33が配設されている。つまり、補助弁62の第1圧力室65には、給気通路32において容量制御弁33の弁開度調節位置（弁体41と弁座44bとの間）よりも下流側の圧力が導入されている。

【0048】前記弁室63の内底面63aには、第2圧力室66を吸入室25へ接続する、吸入圧力領域側通路としての吸入室側通路68が開口されている。吸入室側通路68は第2抽気通路61の下流側を構成する。弁室63においてスプール弁64との摺動面たる内周面63bには、クランク室17に接続された、制御室側通路としてのクランク室側通路69が開口されている。クランク室側通路69は、給気通路32の下流側の一部及び第2抽気通路61の上流側を構成する。つまり、クランク室側通路69は、給気通路32と第2抽気通路61との

間で共用されている。

【0049】前記スプール弁64の内部において第1圧力室65寄りには、第1圧力室65に接続されるとともにスプール弁64の外周面64aで開口する第1連通孔70が形成されている。スプール弁64の内部において第2圧力室66寄りには、第2圧力室66に接続されるとともにスプール弁64の外周面64aで開口する第2連通孔71が形成されている。スプール弁64の外周面64aにおいて第1連通孔70の開口70aと第2連通孔71の開口71aとの間には、弁室63の内周面63bとの接触により、両開口70a、71a間つまり第1圧力室65と第2圧力室66との間をシールする、シール部材としてのシールリング72が外嵌固定されている。

【0050】前記スプール弁64が図2に示す第1位置に配置された状態では、シールリング72がクランク室側通路69の開口69aよりも第1圧力室65側に位置するとともに、第2連通孔71の開口71aがクランク室側通路69の開口69aに接続されている。従って、クランク室17と吸入室25とは、第2抽気通路61たる、クランク室側通路69、第2連通孔71、第2圧力室66及び吸入室側通路68を介して接続されている。

【0051】前記スプール弁64が第1位置に配置された状態では、第1連通孔70の開口70aが弁室63の内周面63bによって閉塞されている。従って、第1圧力室65とクランク室17との間の連通つまり給気通路32は遮断されている。

【0052】前記スプール弁64が図3に示す第2位置に配置された状態では、シールリング72がクランク室側通路69の開口69aよりも第2圧力室66側に位置するとともに、第1連通孔70の開口70aがクランク室側通路69の開口69aに接続されている。従って、吐出室26とクランク室17とは、給気通路32たる、吐出室側通路67、第1圧力室65、第1連通孔70及びクランク室側通路69を介して接続されている。

【0053】前記スプール弁64が第2位置に配置された状態では、第2連通孔71の開口71aが弁室63の内周面63bによって閉塞されている。従って、第2圧力室66とクランク室17との間の連通つまり第2抽気通路61は遮断されている。

【0054】前記第2圧力室66内において、弁室63の内底面63aとスプール弁64との間には、付勢手段としてのコイルスプリングよりなる付勢バネ73が介在されている。付勢バネ73は、スプール弁64を第1圧力室65側に向けて付勢する。つまり、スプール弁64の配置位置は、付勢バネ73の付勢力及び第2圧力室66に導入される吸入室25の圧力に基づく力と、これら力に対抗する第1圧力室65の圧力に基づく力とのバランスによって決定される。

【0055】（補助弁の動作特性）車両のエンジンEが

停止して所定時間以上が経過されると、冷媒循環回路内は低い圧力で均圧された状態となる。従って、補助弁62においても、第1圧力室65の圧力と第2圧力室66の圧力とが等しくなっている。よって、スプール弁64が付勢バネ73の付勢力によって第1位置(図2の状態)に配置されて、第2抽気通路61が開放されている。

【0056】さて、一般的な車両用空調装置の圧縮機では、エンジンEが長時間停止した状態で外部冷媒回路35に液冷媒が存在すると、クランク室17と吸入室25が第1抽気通路31及び第2抽気通路61を介して連通する関係上、液冷媒が吸入室25を介してクランク室17に流入されることになる。特に、車室内側の温度が高く、圧縮機が配置されているエンジンルーム側の温度が低い場合には、多量の液冷媒が吸入室25を介してクランク室17に流入し、そのまま停留されることになる。

【0057】このため、エンジンEの起動により圧縮機の駆動が開始されると(上述したように動力伝達機構PTはクラッチレスタイプである)、エンジンEの発熱影響や斜板20によって掻き回されることで液冷媒が気化される。その結果、クランク室17の圧力が容量制御弁33の弁開度に関わらず過大に上昇しようとする。

【0058】ここで例えば、車室内が暑いと、エアコンECU81はエンジンEの起動と同時に、容量制御弁33の設定差圧を最大とすべく、駆動回路82に最大デューティ比を指令する。従って、図2に示すように、容量制御弁33は全閉状態となり、吐出室26と補助弁62の第1圧力室65とは、容量制御弁33によって遮断された状態となる。よって、第1圧力室65の圧力と第2圧力室66の圧力とは等しい状態に維持される。

【0059】このため、スプール弁64は、付勢バネ73の付勢力によって第1位置に維持されて、クランク室17の液冷媒は、気化された状態及び／又は液状態のまま第1抽気通路31及び第2抽気通路61を介して速やかに吸入室25へ排出されることになる。よって、クランク室17の圧力は容量制御弁33の全閉に応じて速やかに低下され、圧縮機は斜板20の傾斜角を速やかに増大させて吐出容量を最大とすることができる。

【0060】このように、圧縮機の運転中において、容量制御弁33が全閉状態の時には、補助弁62によって第2抽気通路61が開放される。従って、例えば、ピストン22の摩擦等によって、シリンダボア14aからクランク室17へのブローバイガス量が設計時の初期想定より多くなったとしても、このブローバイガスは第1抽気通路31及び第2抽気通路61を介して速やかに吸入室25へ排出されることとなる。よって、クランク室17の圧力を吸入室25の圧力にほぼ等しい圧力に維持することができ、斜板20の最大傾斜角つまり圧縮機の最大吐出容量運転を確実に維持することができる。

【0061】さて、上述した空調装置の起動直後にお

る圧縮機の最大吐出容量運転によって、車室内が或る程度にまで冷えてくれば、エアコンECU81は駆動回路82へ指令するデューティ比を最大から小さくする。従って、容量制御弁33が全閉状態から離脱されて吐出室26と補助弁62の第1圧力室65との間を開放し、第1圧力室65の圧力が吸入室25の圧力つまり第2圧力室66の圧力よりも大きく上昇する。

【0062】このため、図3に示すように、スプール弁64が付勢バネ73の付勢力に抗して移動して第2位置に配置される。従って、吐出室26とクランク室17との間で給気通路32が開通されるとともに、第2抽気通路61が遮断される。つまり、給気通路32が開通されてクランク室17へのガス導入量が増大されると、それに応じてクランク室17から吸入室25へのガス導出量が大幅に減少されることとなる。よって、クランク室17の圧力は速やかに上昇され、圧縮機は斜板20の傾斜角を速やかに減少させて吐出容量を小さくする。

【0063】このように、圧縮機の運転中において、容量制御弁33が開放状態の時には、補助弁62によって第2抽気通路61が遮断されることとなる。よって、圧縮済み冷媒ガスの吐出室26からクランク室17へは吸入室25への短絡(漏れ)量を少なくすることができ、この漏れ冷媒ガスの吸入室25での再膨張に起因した冷凍サイクルの効率低下を防止することができる。

【0064】上記構成の本実施形態においては次のような効果を奏する。

(1) 補助弁62による第2抽気通路61の開閉は、スプール弁64がクランク室側通路69の開口69a上を移動することで行なわれる。従って、スプール弁64において、第2抽気通路61を閉鎖する第2位置より離脱してから、第2抽気通路61が開放されるまでのストロークに余裕を持たせることができる。よって、例えば、車両の走行の影響を受けて圧縮機が振動され、第2位置にあるスプール弁64が第1圧力室65側に多少移動したとしても、第2抽気通路61が開放されてしまうことはなく、圧縮機の吐出容量制御の安定化を図ることができる。

【0065】(2) 例えば、図8(a)及び図8(b)に示す従来技術において補助弁104は、背圧室104dに導入される、容量制御弁106の弁開度調節位置と固定絞り105aとの間の圧力と、スプール弁104bに作用されるクランク室101の圧力との差に基づいて動作される。つまり、補助弁104は、容量制御弁106の開閉に起因した、固定絞り105a前後の圧力差の微妙な変動に基づいて動作される構成である。従って、付勢バネ104cのバネ力の設定が困難となっていた。

【0066】また、容量制御弁106の開放時においても固定絞り105a前後の圧力差は小さいために、付勢バネ104cとしてバネ力の弱いものを用いる必要があった。弱い付勢バネ104cでスプール弁104bの所

定のストロークを確保しようとする、付勢バネ104cが大径化されて補助弁104が大型化する問題を生じていた。

【0067】しかし、本実施形態において補助弁62は、第1圧力室65に導入される、容量制御弁33の弁開度調節位置よりも下流側の圧力と、第2圧力室66に導入される吸入室25の圧力との差に基づいて動作される。従って、容量制御弁33の開閉に起因した、第1圧力室65と第2圧力室66との圧力差の変動は大きなものとなる。よって、付勢バネ73のバネ力の設定が容易となる。

【0068】また、容量制御弁33の開放時において、第1圧力室65と第2圧力室66との圧力は大きくなるため、付勢バネ73としてバネ力の強いものを用いることができる。強い付勢バネ73は小径化が容易であり、補助弁62を小型化することができて、圧縮機のハウジング11への内蔵も容易となる。

【0069】さらに、補助弁62の動作の基準となる差圧を生じさせるための固定絞り105a（図8（a）参照）をクランク室側通路69上に備える必要がなく、給気通路32の加工が容易で圧縮機の製造コストを削減することができる。

【0070】（3）補助弁62内における各部の冷媒ガスの漏れは、圧縮機の容量制御性の悪化につながる。例えば、図8（a）及び図8（b）に示す補助弁104は、第2抽気通路103が遮断された状態においては、スプール弁104bとそれを支持する部材との摺動部分と、スプール弁104bと弁座104aとの間の二箇所冷媒ガス漏れの可能性がある。つまり、この二箇所を高精度で加工する必要がある。しかし、本実施形態の補助弁62において冷媒ガス漏れの可能性があるのは、弁室63とスプール弁64との摺動部分の一箇所のみであり、補助弁62の加工コストを削減して圧縮機の安価提供に貢献される。

【0071】（4）クランク室側通路69は、給気通路32と第2抽気通路61との間で共用されている。従って、制御装置の構成を簡素化することができ、圧縮機の製造コストを削減することができる。

【0072】（5）クランク室17と吸入室25とは、補助弁62を経由しない第1抽気通路31によっても接続されている。従って、圧縮機の容量可変時（第2抽気通路61の閉塞時）におけるクランク室17から吸入室25への冷媒ガスの導出量は、第1抽気通路31の固定絞り31a（通過断面積）によって容易に設定することができる。よって、高精度な吐出容量制御を行い得る。

【0073】つまり、例えば、第1抽気通路31を削除し、容量可変時におけるクランク室17から吸入室25への冷媒ガスの導出を、弁室63とスプール弁64との摺動部分における冷媒ガスの漏れを利用して行なうことが考えられる（この態様も本発明の趣旨を逸脱するもの

ではない）。この場合、弁室63の内周面63bとスプール弁64の外周面64aをそれぞれ高精度で加工する必要があり、加工コストが上昇する問題が生じるのである。

【0074】また、補助弁62において、第1圧力室65と第2圧力室66との間で冷媒ガスが漏れるように設定すると、吐出室26からクランク室17へ導入される冷媒ガス量つまりこの冷媒ガスとともにクランク室17へ導入される潤滑油量が少なくなる。従って、クランク室17の潤滑油量が不足気味となり、各摺動部分（斜板20とシュー23との間等）の潤滑状態が厳しくなってしまう。

【0075】しかし、第1抽気通路31を備えてなおかつ第1圧力室65と第2圧力室66の間を遮断する本実施形態においては、吐出室26からクランク室17へ導入される冷媒ガス量を多くでき、クランク室17内における潤滑状態を良好とすることができる。

【0076】特に、本実施形態において補助弁62のスプール弁64には、第1圧力室65と第2圧力室66との間をシールするシールリング72が装着されている。従って、例えば、スプール弁64の第2位置においては第2抽気通路61を確実に遮断することができ、第1抽気通路31との組み合わせで、吐出容量制御のさらなる高精度化及びクランク室17内の良好な潤滑を達成することができる。

【0077】（6）補助弁62の弁室63は、フロントハウジング12とリヤハウジング13との接合部分に形成されている。従って、フロントハウジング12とリヤハウジング13との接合と同時に弁室63を区画形成することができ、補助弁62の圧縮機に対する組付性が向上される。

【0078】（7）スプール弁64の第1位置及び第2位置のそれぞれにおいて、圧力室65、66とクランク室側通路69との接続は、スプール弁64の内部に設けられた連通孔70、71を経由して行なわれる。従って、スプール弁64を、その移動方向の両端部（外周面63aにおいて第1圧力室65側及び第2圧力室66側の部分）で弁室63の内周面63bに接触させる構成とすることができる。よって、スプール弁64の動作（移動）は、その両端部が弁室63の内周面63bによってガイドされることで安定化する。その結果、例えば、圧力室65、66とクランク室側通路69との接続を直接行なう構成（後述する図4の別例参照）と比較して、補助弁62の動作の信頼性が向上される。

【0079】（8）本実施形態の圧縮機は、空調装置が使用する冷媒の種類を限定するものではない。しかし、本実施形態の圧縮機においてハウジング11は、フロントハウジング12とリヤハウジング13の二つのハウジング構成体を接合することで構成されている。そして、フロントハウジング12とリヤハウジング13とによっ

て形成された内部空間に、シリンダブロック14が配置されている。従って、ハウジング構成体12、13間の接合部分は一箇所のみであり、例えば、シリンダブロック14もハウジング構成体をなす場合の二箇所と比較して、冷媒ガス漏れに関して有利となる。つまり、本実施形態の圧縮機は、フロン冷媒と比較して圧縮機内部が高圧となる二酸化炭素冷媒を用いる場合に特に有利な構成であると言える。

【0080】なお、本発明の趣旨から逸脱しない範囲で以下の態様でも実施できる。

・例えば、図4又は図5に示すように、上記実施形態において補助弁62のスプール弁64から、シールリング72を削除すること。このようにすれば、補助弁62の部品点数を少なくでき、圧縮機を安価に提供することが可能となる。なお、この場合、弁室63の内周面63bとスプール弁64の外周面64aとの摺動部分で冷媒ガスを積極的に漏らすように設定すれば、クランク室17と吸入室25とが常時連通されることとなり、第1抽気通路31を削除することが可能となる。

【0081】・例えば、図4～図7にそれぞれ示すように、上記実施形態において補助弁62のスプール弁64から、第1及び第2連通孔70、71を削除する。そして、スプール弁64の第1位置及び第2位置において、クランク室側通路69が圧力室65、66に対して直接開口されるように構成すること。図4～図7のそれぞれの態様においては、この直接開口を達成するために、スプール弁64の外周面64aにおいて第1圧力室65側及び第2圧力室66側がそれぞれ小径とされている。このようにすれば、スプール弁64内に連通孔70、71を設ける必要がなく、補助弁62の製造コストを削減することができ

【0082】・上記実施形態において付勢バネ73の一端側は、スプール弁64の円筒内空間に収容されていた。これを変更し、例えば図5に示すように、スプール弁64の第2圧力室66側を円柱状に構成して、付勢バネ73の一端側をスプール弁64の外側に配置すること。このようにすれば、スプール弁64の一部が付勢バネ73の芯となり、付勢バネ73の姿勢が安定されてスプール弁64の動作が安定される。

【0083】・図6に示すように、補助弁62のスプール弁64に、第1圧力室65と第2圧力室66とを常時連通する連通孔75を設けること。このようにすれば、補助弁62を介してクランク室17と吸入室25とが常時連通されるため、第1抽気通路31を削除して容量制御機構の簡素化を図り得る。また、弁室63の内周面63bとスプール弁64の外周面64aとの間で冷媒ガスを漏らす構成と比較して、クランク室17から吸入室25への冷媒ガスの導出量の設定も容易となる。

【0084】・上記実施形態において補助弁62は、容量制御弁33が全閉状態の時にはスプール弁64が第1

位置に配置されて第2抽気通路61を開放し、容量制御弁33が全閉状態から離脱されると、スプール弁64が第2位置に配置されて第2抽気通路61を遮断する二位置切換構成であった。

【0085】これを変更し、例えば、図7に示すように、容量制御弁33が全閉と全開との間の中間開度の時には、シールリング72がクランク室側通路69の開口69a上に位置するように、付勢バネ73のバネ力を設定する。この状態では、第1圧力室65及び第2圧力室66の両方が、クランク室側通路69に接続されている。また、スプール弁64の外周面64aにおいて、シールリング72を境とした第1圧力室65側の領域64b及び第2圧力室66側の領域64cは、それぞれ対応する圧力室65、66側に向かって小径となるテーパ状に形成されている。

【0086】従って、例えば、図7の状態から容量制御弁33が弁開度を大きくすれば、スプール弁64が第2圧力室66側に移動する。よって、第1圧力室65とクランク室側通路69の開口69aとの間の通過断面積が広くなるとともに、第2圧力室66とクランク室側通路69の開口69aとの間の通過断面積が狭くなり、圧縮機の吐出容量が減少される。

【0087】逆に、図7の状態から容量制御弁33が弁開度を小さくすれば、スプール弁64が第1圧力室65側に移動する。よって、第1圧力室65とクランク室側通路69の開口69aとの間の通過断面積が狭くなるとともに、第2圧力室66とクランク室側通路69の開口69aとの間の通過断面積が広くなり、圧縮機の吐出容量が増大される。

【0088】このように、本態様においては、圧縮機の容量可変時において、容量制御弁33による給気通路32の開度調節（所謂入れ側制御）のみならず、補助弁62による第2抽気通路61の開度調節（所謂抜き側制御）も行なわれることとなる。よって、圧縮機の吐出容量を応答性良く変更することができる。

【0089】上記実施形態から把握できる技術的思想について記載する。

(1) 前記容量可変型圧縮機はピストン式よりなり、ハウジングはフロントハウジングとリヤハウジングとを接合することで構成されており、このフロントハウジングとリヤハウジングとによって形成された内部空間に、ピストンを往復動可能に収容するシリンダブロックが配置されている請求項1～5のいずれかに記載の制御装置。

【0090】(2) 空調装置の冷媒は二酸化炭素である前記技術的思想(1)に記載の制御装置。

【0091】

【発明の効果】上記構成の本発明によれば、空調装置の良好な起動性と容量可変型圧縮機の吐出容量制御の安定化とを高次元で両立可能となる。

【図面の簡単な説明】

17

18

【図1】 容量可変型斜板式圧縮機の断面図。

【図2】 制御装置を示す図であり容量制御弁及び補助弁の断面図。

【図3】 補助弁の動作を説明する断面図。

【図4】 別例の補助弁を示す断面図。

【図5】 別の別例の補助弁を示す断面図。

【図6】 別の別例の補助弁を示す断面図。

【図7】 別の別例の補助弁を示す断面図。

【図8】 (a) 従来の制御装置を説明する断面図、

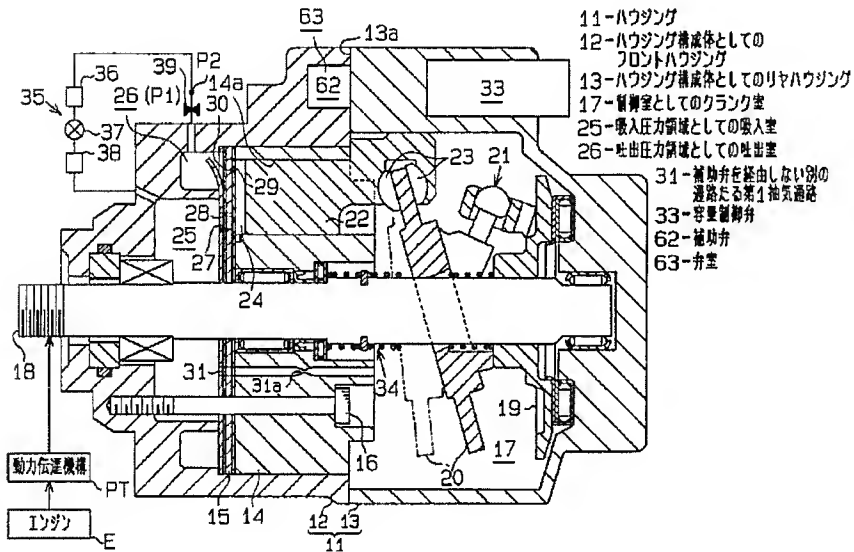
(b) 補助弁の動作を説明する断面図。

【符号の説明】

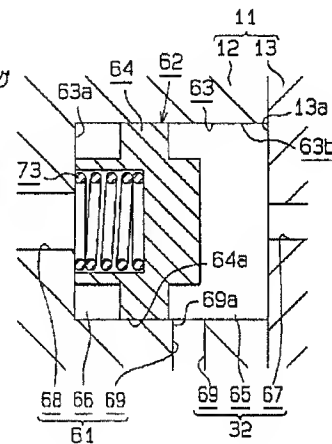
11…ハウジング、12…ハウジング構成体としてのフ

* ロントハウジング、13…同じくリヤハウジング、17…制御室としてのクランク室、25…吸入圧力領域としての吸入室、26…吐出圧力領域としての吐出室、31…補助弁を経由しない別の通路たる第1抽気通路、33…容量制御弁、62…補助弁、63…弁室、63b…スプール弁との摺動面たる内周面、64…スプール弁、65…第1圧力室、66…第2圧力室、67…吐出圧力領域側通路としての吐出室側通路、68…吸入圧力領域側通路としての吸入室側通路、69…制御室側通路としてのクランク室側通路、72…シール部材としてのシールリング、73…付勢手段としての付勢バネ。

【図1】



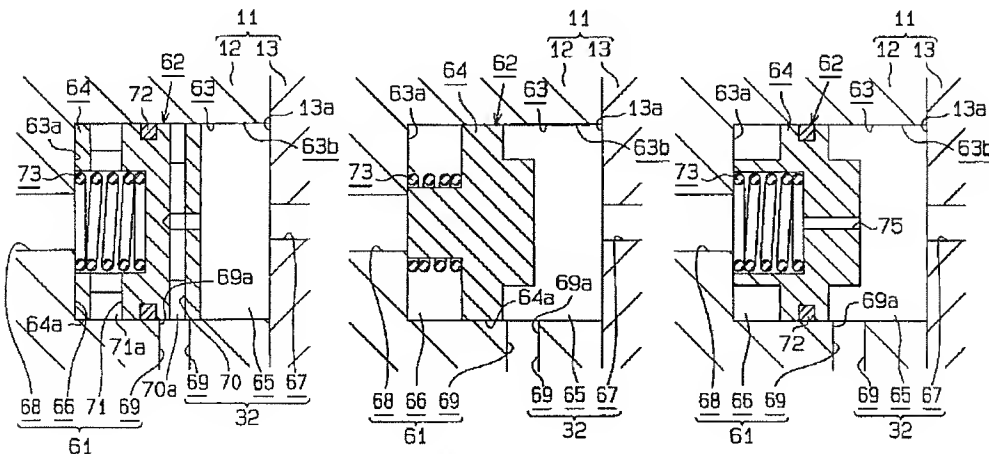
【図4】



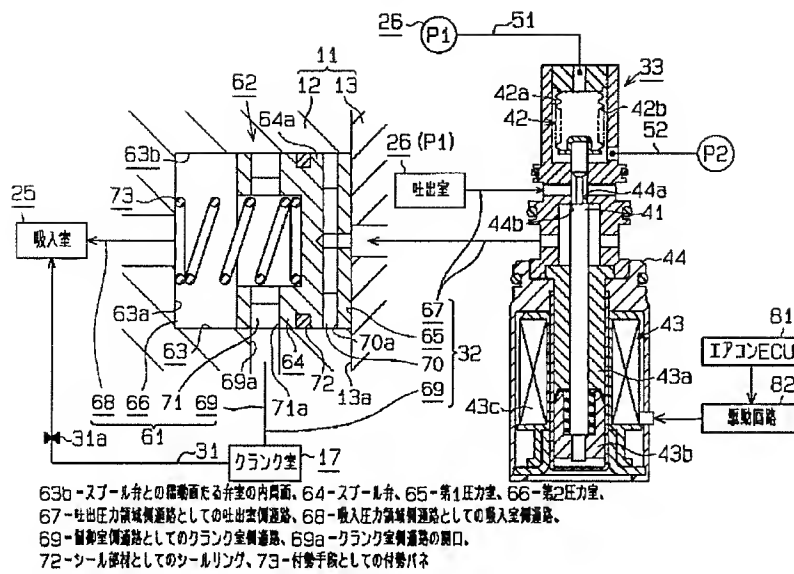
【図3】

【図5】

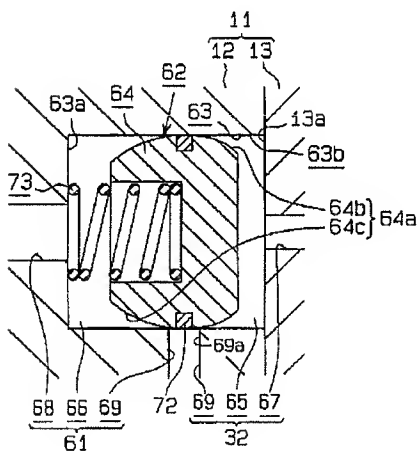
【図6】



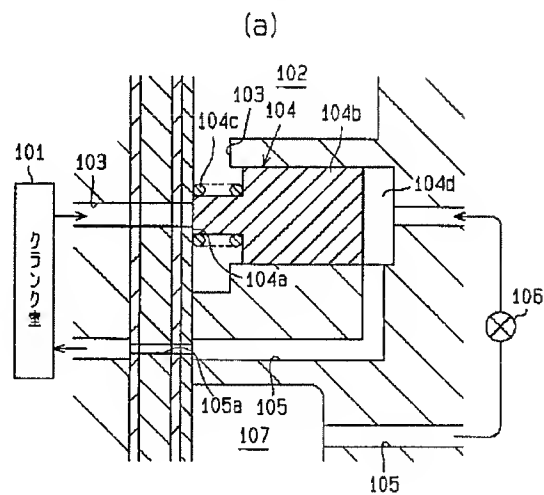
【図2】



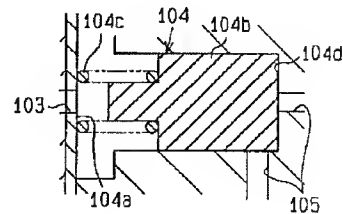
【図7】



【図8】



(b)



フロントページの続き

(72)発明者 村瀬 正和
愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会
社豊田自動織機内

F ターム(参考) 3H045 AA04 AA10 AA12 AA27 BA12
BA33 CA02 CA03 DA25 EA13
EA33 EA43
3H076 AA06 BB21 BB32 CC12 CC16
CC20 CC83 CC92 CC93